

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2004-190582

(43)Date of publication of application : 08.07.2004

(51)Int.Cl. F02D 29/04  
E02F 9/22  
F02D 1/08  
F02D 29/00

(21)Application number : 2002-359822

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 11.12.2002

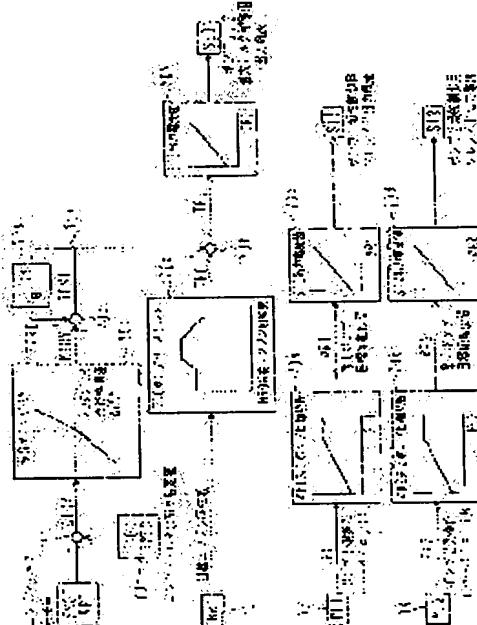
(72)Inventor : NAKAMURA KAZUNORI  
KOWATARI YOICHI  
ISHIKAWA HIROJI  
ARAI YASUSHI

## (54) PUMP TORQUE CONTROL METHOD AND DEVICE OF HYDRAULIC CONSTRUCTION MACHINE

## (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent an engine from stopping by decreasing the maximum absorption torque of a hydraulic pump at the time of a heavy load, to decrease the maximum absorption torque of the hydraulic pump without reducing an engine speed when the engine power decreases owing to changes in environment, use of crude fuel or the like, to cope with every factor which causes a decrease in the engine power, such as a factor which cannot be anticipated in advance or which is difficult to be detected by a sensor, and to produce at low cost without requiring such a sensor as an environmental sensor or the like.

SOLUTION: The present load factor of the engine 10 is calculated, and the maximum absorption torques of the hydraulic pumps 1, 2 are controlled so that the load factor can be maintained at a target value.



**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination] 29.03.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-190582

(P2004-190582A)

(43) 公開日 平成16年7月8日(2004.7.8)

(51) Int.C1.<sup>7</sup>  
 F02D 29/04  
 E02F 9/22  
 F02D 1/08  
 F02D 29/00

F 1  
 F02D 29/04  
 E02F 9/22  
 F02D 1/08  
 F02D 29/00

テーマコード(参考)  
 2D003  
 3G060  
 3G093  
 B

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 21 頁)

(21) 出願番号  
 特願2002-359822(P2002-359822)

(22) 出願日  
 平成14年12月11日(2002.12.11)

(71) 出願人 000005522  
 日立建機株式会社  
 東京都文京区後楽二丁目5番1号  
 (74) 代理人 100077816  
 弁理士 春日 謙  
 (72) 発明者 中村 和則  
 茨城県土浦市神立町650番地  
 日立建機株式会社土浦工場内  
 (72) 発明者 古渡 陽一  
 茨城県土浦市神立町650番地  
 日立建機株式会社土浦工場内  
 (72) 発明者 石川 広二  
 茨城県土浦市神立町650番地  
 日立建機株式会社土浦工場内

最終頁に続く

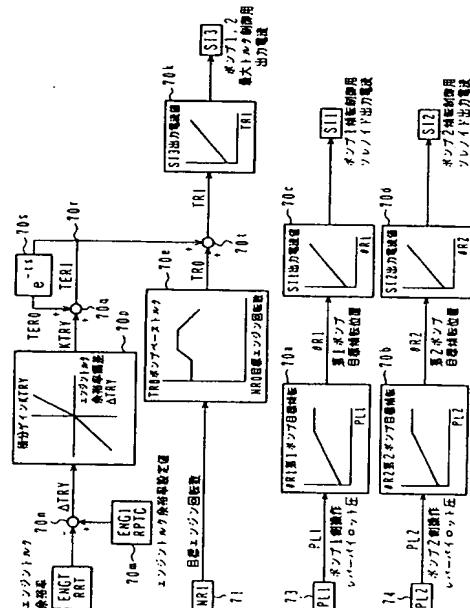
(54) 【発明の名称】油圧建設機械のポンプトルク制御方法及び装置

## (57) 【要約】

【課題】高負荷時に油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させてエンジン停止を防止することができるとともに、環境の変化や粗悪燃料の使用などによりエンジン出力が低下したときにはエンジン回転数の低下を生じることなく油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させることができ、しかも事前に予想ができないファクターやセンサによる検出が難しいファクターなどエンジン出力低下のあらゆる要因に対応することができ、かつ環境センサ等のセンサは不要であり安価に製作することができるようになる。

【解決手段】エンジン10の現在の負荷率を演算し、その負荷率が目標値に保たれるよう油圧ポンプ1、2の最大吸収トルクを制御する。

【選択図】 図6



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

エンジンと、

このエンジンの回転数と出力とを制御する燃料噴射装置と、

この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、

前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、

前記エンジンの現在の負荷率を演算し、前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

## 【請求項 2】

請求項1記載の油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、

前記負荷率の演算は、前記燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量とエンジントルク余裕率との関係を予め設定しておき、前記負荷率をそのときの目標燃料噴射量に対応するエンジントルク余裕率として求めることにより行うことを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

10

## 【請求項 3】

請求項1記載の油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、

前記最大吸収トルクの制御は、前記負荷率と目標値の偏差を演算し、この偏差を用いてポンプベーストルクを補正し、この補正したポンプベーストルクに一致するよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することにより行うことを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

20

## 【請求項 4】

請求項1～3のいずれか1項記載の油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御するのと同時に、前記エンジンの目標回転数と実回転数との偏差を演算し、この偏差が小さくなるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

## 【請求項 5】

エンジンと、

このエンジンの回転数と出力とを制御する燃料噴射装置と、

30

この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、

前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記エンジンの現在の負荷率を演算する第1手段と、

前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第2手段とを有することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

40

## 【請求項 6】

請求項5記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記第1手段は、前記燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量とエンジントルク余裕率との関係を予め設定しておき、前記負荷率をそのときの目標燃料噴射量に対応するエンジントルク余裕率として求めることを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

## 【請求項 7】

請求項5記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記第2手段は、前記負荷率と目標値の偏差を演算し、この偏差を用いてポンプベーストルクを補正し、この補正したポンプベーストルクに一致するよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

## 【請求項 8】

請求項7記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記第2手段は、前記偏差を積分してポンプベーストルク補正值を求め、前記ポンプペー

50

ストルクに前記ポンプベーストルクを加算することで前記ポンプベーストルクを補正することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

【請求項 9】

請求項 5～8 のいずれか 1 項記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、前記エンジンの目標回転数と実回転数との偏差を演算し、この偏差が小さくなるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第 3 手段を更に有することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は原動機としてディーゼルエンジンを備え、このエンジンにより可変容量型の油圧ポンプを駆動しアクチュエータを駆動する油圧建設機械のポンプトルク制御方法及び装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

油圧ショベル等の油圧建設機械は、一般に、原動機としてディーゼルエンジンを備え、このエンジンにより可変容量型の油圧ポンプを駆動しアクチュエータを駆動することで所定の作業を行っている。このような油圧建設機械におけるエンジン制御は、一般に、目標燃料噴射量を設定し、この目標燃料噴射量に基づいて燃料噴射装置を制御することにより行う。

【0003】

また、油圧ポンプの制御は、要求流量に基づく容量制御とポンプ吐出圧に基づくトルク制御（馬力制御）を行うのが一般的である。油圧ポンプのトルク制御とは、ポンプ吐出圧が上昇するに従って油圧ポンプの容量を減じることで油圧ポンプの吸収トルクが予め設定した最大吸収トルクを越えないように制御し、エンジンの過負荷を防止するものである。

【0004】

このような油圧ポンプのトルク制御において、エンジンの出力馬力の有効利用を図る技術として、例えば特開昭 57-65822 号公報に記載のスピードセンシング制御が知られている。このスピードセンシング制御は、エンジンの目標回転数と実回転数との偏差をトルク補正值に変換し、このトルク補正值をポンプベーストルクに加算或いは減算して最大吸収トルクの目標値を求め、油圧ポンプの最大吸収トルクをその目標値に一致するよう制御するものであり、これによりエンジン回転数（実回転数）が低下すると油圧ポンプの最大吸収トルクを減じることでエンジン停止が防止されるので、油圧ポンプの最大吸収トルク（設定値）をエンジンの最大出力トルクに近づけて設定することが可能となり、エンジンの出力馬力の有効利用を図ることができる。

【0005】

また、油圧ポンプのトルク制御におけるスピードセンシング制御の改良技術として、特開平 11-101183 号公報、特開 2000-73812 号公報、特開 2000-73960 号公報等に記載のものがある。この技術は、エンジン出力に影響を及ぼす環境ファクター（大気圧、燃料温度、冷却水温度等）をセンサにより検出し、その検出値を予め設定したマップに参照させてポンプベーストルクの補正值を求め、油圧ポンプの最大吸収トルクを補正するものであり、これにより環境の変化でエンジン出力が低下した場合でも、高負荷時において、スピードセンシング制御により油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させエンジン停止を防止するとともに、スピードセンシング制御による原動機の回転数の低下を少なくし、良好な作業性を確保できる。

【0006】

【特許文献 1】

特開昭 57-65822 号公報

【特許文献 2】

特開平 11-101183 号公報

10

20

30

40

50

## 【特許文献3】

特開2000-73812号公報

## 【特許文献4】

特開2000-73960号公報

【0007】

## 【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記従来技術には次のような問題がある。

【0008】

ディーゼルエンジンの出力トルク特性は、レギュレーション領域（部分負荷領域）の特性と全負荷領域の特性に分けられる。レギュレーション領域は燃料噴射装置による燃料噴射量が100%以下の出力領域であり、全負荷領域は燃料噴射量が100%となる最大出力トルク領域である。エンジンの出力は環境の変化や燃料の品質などエンジンの運転状況によって変化し、それに応じてエンジン出力特性も変化する。

【0009】

特開昭57-65822号公報等の記載の一般的なスピードセンシング制御では、エンジン出力に余裕があり、エンジン出力特性のレギュレーション領域における最高出力トルクがスピードセンシング制御のポンプベーストルク（油圧ポンプの最大吸収トルク）より大きい場合は、高負荷時、スピードセンシング制御におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルクのマッチング点はレギュレーション領域上にあるため、エンジン回転数は目標回転数に一致し、エンジン回転数の低下を生じることなく、油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させエンジン停止を防止することができる。しかし、吸入空気量の減少（環境の変化）や粗悪燃料の使用などによりエンジン出力が低下し、エンジン出力特性のレギュレーション領域における最高出力トルクがスピードセンシング制御のポンプベーストルク（油圧ポンプの最大吸収トルク）より小さくなると、スピードセンシング制御により油圧ポンプの最大吸収トルクが減少するよう制御されるが、このときエンジン出力トルクとポンプ吸収トルクのマッチング点がレギュレーション領域から全負荷領域に移動し、エンジン回転数は目標回転数から低下する。これによって土砂の掘削作業等、高負荷状態へと負荷状態が変化する作業を行う場合は、その都度エンジン回転数の低下が生じ、これが騒音となり、作業者に不快感や疲労感を与える。

【0010】

特開平11-101183号公報、特開2000-73812号公報、特開2000-73960号公報等に記載のスピードセンシング制御では、大気圧、燃料温度、冷却水温度等、センサで検出できる環境ファクターの変化によるエンジン出力の低下に対してはポンプベーストルクを補正し、スピードセンシング制御によるエンジン回転数の低下を防止することができる。しかし、この技術は環境ファクターを事前に予測してセンサを設け、その検出値を利用するものであるため、事前に予想ができない環境ファクターによるエンジン出力の低下には対応することができない。また、粗悪燃料の使用等のセンサで検出することが難しいファクターによるエンジン出力の低下にも対応することができない。更に、種々の環境ファクタの検出のために多数のセンサが必要であり、かつそのセンサ数と同数のマップを作成しコントローラに用いる必要があり、コスト高となる。

【0011】

本発明の目的は、高負荷時に油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させてエンジン停止を防止することができるとともに、環境の変化や粗悪燃料の使用などによりエンジン出力が低下したときにはエンジン回転数の低下を生じることなく油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させることができ、しかも事前に予想ができないファクターやセンサによる検出が難しいファクターなどエンジン出力低下のあらゆる要因に対応することができ、かつ環境センサ等のセンサは不要であり安価に製作することができる油圧建設機械にポンプトルク制御方法及び装置を提供することである。

【0012】

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

(1) 上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンの回転数と出力を制御する燃料噴射装置と、この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、前記エンジンの現在の負荷率を演算する第1手順と、前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第2手順とを有するこものとする。

## 【0013】

これにより高負荷時にエンジンの負荷率が目標値を超えるとエンジンの負荷率が目標値に保たれるよう油圧ポンプの最大吸収トルクが制御されるため、高負荷時に油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させてエンジン停止を防止することができる。

10

## 【0014】

また、環境の変化や粗悪燃料の使用などによりエンジン出力が低下するときも、エンジンの負荷率が目標値を超えるとエンジンの負荷率が目標値に保たれるよう油圧ポンプの最大吸収トルクが制御されるため、エンジン回転数の低下を生じることなく油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させることができる。

## 【0015】

更に、エンジンの負荷率を目標値に保つ制御であるため、レギュレーション領域における最高出力トルクが低下すれば自動的に負荷である油圧ポンプの最大吸収トルクも低下するよう制御され、エンジン出力低下の要因は問わないので、事前に予想ができないファクターやセンサによる検出が難しいファクターなどエンジン出力の下のあらゆる要因に対応することができ、しかも環境センサ等のセンサは不要であり安価に製作することができる。

20

## 【0016】

(2) 上記(1)において、好ましくは、前記負荷率の演算は、前記燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量とエンジントルク余裕率との関係を予め設定しておき、前記負荷率をそのときの目標燃料噴射量に対応するエンジントルク余裕率として求めることにより行う。

## 【0017】

これにより燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量を用いてエンジンの現在の負荷率を演算することができる。

## 【0018】

(3) また、上記(1)において、好ましくは、前記最大吸収トルクの制御は、前記負荷率と目標値の偏差を演算し、この偏差を用いてポンプベーストルクを補正し、この補正したポンプベーストルクに一致するよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することにより行う。

30

## 【0019】

これによりエンジンの現在の負荷率が目標値に保たれるよう油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することができる。

## 【0020】

(4) 更に、上記(1)～(3)において、本発明のポンプトルク制御方法は、好ましくは、前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御するのと同時に、前記エンジンの目標回転数と実回転数との偏差を演算し、この偏差が小さくなるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する。

40

## 【0021】

これにより本発明の制御と従来のスピードセンシング制御の両方で油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することができ、急負荷がかかったときの制御の応答性を向上することができる。

## 【0022】

(5) また、上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンの回転数と出力を制御する燃料噴射装置と、この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、前記エンジンの現在の負荷率を演算する第1手順と、前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第2手順とを有するこものとする。

50

容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、前記エンジンの現在の負荷率を演算する第1手段と、前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第2手段とを有するものとする。

## 【0023】

これにより上記(1)で述べたように、高負荷時に油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させてエンジン停止を防止することができるとともに、環境の変化や粗悪燃料の使用などによりエンジン出力が低下したときにはエンジン回転数の低下を生じることなく油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させることができ、しかも事前に予想ができないファクターやセンサによる検出が難しいファクターなどエンジン出力低下のあらゆる要因に対応することができ、かつ環境センサ等のセンサは不要であり安価に製作することができる。

10

## 【0024】

(6) 上記(5)において、好ましくは、前記第1手段は、前記燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量とエンジントルク余裕率との関係を予め設定しておき、前記負荷率をそのときの目標燃料噴射量に対応するエンジントルク余裕率として求める。

## 【0025】

これにより燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量を用いてエンジンの現在の負荷率を演算することができる。

## 【0026】

(7) また、上記(5)において、好ましくは、前記第2手段は、前記負荷率と目標値の偏差を演算し、この偏差を用いてポンプベーストルクを補正し、この補正したポンプベーストルクに一致するよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する。

20

## 【0027】

これによりエンジンの現在の負荷率が目標値に保たれるよう油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することができる。

## 【0028】

(8) 上記(7)において、好ましくは、前記第2手段は、前記偏差を積分してポンプベーストルク補正值を求め、前記ポンプベーストルクに前記ポンプベーストルクを加算することで前記ポンプベーストルクを補正する。

30

## 【0029】

これにより負荷率と目標値の偏差を用いてポンプベーストルクを補正することができる。

## 【0030】

(9) また、上記(5)～(8)において、本発明のポンプトルク制御装置は、好ましくは、前記エンジンの目標回転数と実回転数との偏差を演算し、この偏差が小さくなるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第3手段を更に有する。

40

## 【0031】

これにより本発明の制御と従来のスピードセンシング制御の両方で油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することができ、急負荷がかかったときの制御の応答性を向上することができる。

## 【0032】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。以下の実施の形態は、本発明を油圧ショベルのエンジン・ポンプ制御装置に適用した場合のものである。

## 【0033】

まず、本発明の第1の実施形態を図1～図8により説明する。

## 【0034】

図1において、1及び2は例え斜板式の可変容量型の油圧ポンプであり、9は固定容量型のパイロットポンプであり、油圧ポンプ1、2及びパイロットポンプ9は原動機10の出力軸11に接続され、原動機10により回転駆動される。

## 【0035】

油圧ポンプ1、2の吐出路3、4には図2に示す弁装置5が接続され、この弁装置5を介

50

して複数のアクチュエータ50～56に圧油を送り、これらアクチュエータを駆動する。パイロットポンプ9の吐出路9aにはパイロットポンプ9の吐出圧力を一定圧に保持するパイロットリリーフ弁9bが接続されている。

【0036】

弁装置5の詳細を説明する。

【0037】

図2において、弁装置5は、流量制御弁5a～5dと流量制御弁5e～5iの2つの弁グループを有し、流量制御弁5a～5dは油圧ポンプ1の吐出路3につながるセンタバイパスライン5j上に位置し、流量制御弁5e～5iは油圧ポンプ2の吐出路4につながるセンタバイパスライン5k上に位置している。吐出路3、4には油圧ポンプ1、2の吐出圧力の最大圧力を決定するメインリリーフ弁5mが設けられている。  
10

【0038】

流量制御弁5a～5d及び流量制御弁5e～5iはセンタバイパスタイプであり、油圧ポンプ1、2から吐出された圧油はこれらの流量制御弁によりアクチュエータ50～56の対応するものに供給される。アクチュエータ50は走行右用の油圧モータ（右走行モータ）、アクチュエータ51はバケット用の油圧シリンダ（バケットシリンダ）、アクチュエータ52はブーム用の油圧シリンダ（ブームシリンダ）、アクチュエータ53は旋回用の油圧モータ（旋回モータ）、アクチュエータ54はアーム用の油圧シリンダ（アームシリンダ）、アクチュエータ55は予備の油圧シリンダ、アクチュエータ56は走行左用の油圧モータ（左走行モータ）であり、流量制御弁5aは走行右用、流量制御弁5bはバケット用、流量制御弁5cは第1ブーム用、流量制御弁5dは第2アーム用、流量制御弁5eは旋回用、流量制御弁5fは第1アーム用、流量制御弁5gは第2ブーム用、流量制御弁5hは予備用、流量制御弁5iは走行左用である。即ち、ブームシリンダ52に対しては2つの流量制御弁5g、5cが設けられ、アームシリンダ54に対しても2つの流量制御弁5d、5fが設けられ、ブームシリンダ52とアームシリンダ54のボトム側には、それぞれ、2つの油圧ポンプ1、2からの圧油が合流して供給可能になっている。  
20

【0039】

流量制御弁5a～5iの操作パイロット系を図3に示す。

【0040】

流量制御弁5i、5aは操作装置35の操作パイロット装置39、38からの操作パイロット圧TR1、TR2及びTR3、TR4により、流量制御弁5b及び流量制御弁5c、5gは操作装置36の操作パイロット装置40、41からの操作パイロット圧BKC、BKD及びBOD、BOUにより、流量制御弁5d、5f及び流量制御弁5eは操作装置37の操作パイロット装置42、43からの操作パイロット圧ARC、ARD及びSW1、SW2により、流量制御弁5hは操作パイロット装置44からの操作パイロット圧AU1、AU2により、それぞれ切り換え操作される。  
30

操作パイロット装置38～44は、それぞれ、1対のパイロット弁（減圧弁）38a、38b～44a、44bを有し、操作パイロット装置38、39、44はそれぞれ更に操作ペダル38c、39c、44cを有し、操作パイロット装置40、41は更に共通の操作レバー40cを有し、操作パイロット装置42、43は更に共通の操作レバー42cを有している。操作ペダル38c、39c、44c及び操作レバー40c、42cを操作すると、その操作方向に応じて関連する操作パイロット装置のパイロット弁が作動し、操作量に応じた操作パイロット圧が生成される。  
40

【0041】

また、操作パイロット装置38～44の各パイロット弁の出力ラインにはシャトル弁61～67、シャトル弁68、69、100、シャトル弁101、102、シャトル弁103が階層的に接続され、シャトル弁61、63、64、65、68、69、101により操作パイロット装置38、40、41、42の操作パイロット圧の最高圧力が油圧ポンプ1の制御パイロット圧PL1として検出され、シャトル弁62、64、65、66、67、69、100、102、103により操作パイロット装置39、41、42、43、44の操作パイロット圧の最高圧力が油圧ポンプ2の制御パイロット圧PL2として検出される。  
50

## 【0042】

以上のような油圧駆動系に本発明のポンプトルク制御装置を備えたエンジン・ポンプ制御装置が設けられている。以下、その詳細を説明する。

図1において、油圧ポンプ1, 2にはそれぞれレギュレータ7, 8が備えられ、これらレギュレータ7, 8で油圧ポンプ1, 2の容量可変機構である斜板1a, 2aの傾転位置を制御し、ポンプ吐出流量を制御する。

## 【0043】

油圧ポンプ1, 2のレギュレータ7, 8は、それぞれ、傾転アクチュエータ20A, 20B(以下、適宜20で代表する)と、図3に示す操作パイロット装置38~44の操作パイロット圧に基づいてポジティブ傾転制御をする第1サーボ弁21A, 21B(以下、適宜21で代表する)と、油圧ポンプ1, 2の全馬力制御をする第2サーボ弁22A, 22B(以下、適宜22で代表する)とを備え、これらのサーボ弁21, 22によりパイロットポンプ9から傾転アクチュエータ20に作用する圧油の圧力を制御し、油圧ポンプ1, 2の傾転位置を制御する。

10

## 【0044】

傾転アクチュエータ20、第1及び第2サーボ弁21, 22の詳細を説明する。

## 【0045】

各傾転アクチュエータ20は、両端に大径の受圧部20aと小径の受圧部20bとを有する作動ピストン20cと、受圧部20a, 20bが位置する大径の受圧室20d及び小径の受圧室20eとを有し、両受圧室20d, 20eの圧力が等しいときは受圧面積差により作動ピストン20cは図示右方向に移動し、斜板1a又は2aの傾転を小さくしてポンプ吐出流量を減少させ、大径の受圧室20dの圧力が低下すると、作動ピストン20cを図示左方向に移動し、斜板1a又は2aの傾転を大きくしてポンプ吐出流量を増大させる。また、大径の受圧室20dは第1及び第2サーボ弁21, 22を介してパイロットポンプ9の吐出路9aとタンク12に至る戻り油路13に選択的に接続され、小径の受圧室20eは直接パイロットポンプ9の吐出路9aに接続されている。

20

## 【0046】

ポジティブ傾転制御用の各第1サーボ弁21は、ソレノイド制御弁30又は31からの制御圧力により作動し油圧ポンプ1, 2の傾転位置を制御する弁であり、制御圧力が低いときはサーボ弁21の弁体21aがバネ21bの力で図示左方向に移動し、傾転アクチュエータ20の大径の受圧室20dを戻り油路13にを介してタンク12に連通し、油圧ポンプ1又は2の傾転を大きくし、制御圧力が上昇するとサーボ弁21の弁体21aが図示右方向に移動し、パイロットポンプ9からのパイロット圧を大径の受圧室20dに導き、油圧ポンプ1又は2の傾転を小さくする。

30

全馬力制御用の各第2サーボ弁22は、油圧ポンプ1, 2の吐出圧力とソレノイド制御弁32からの制御圧力により作動して油圧ポンプ1, 2の全馬力制御をする弁であり、ソレノイド制御弁32にからの制御圧力より油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクを制御する。

## 【0047】

即ち、油圧ポンプ1及び2の吐出圧力とソレノイド制御弁32からの制御圧力が第2サーボ弁22の受圧室22a, 22b, 22cにそれぞれ導かれ、油圧ポンプ1, 2の吐出圧力の油圧力の和がバネ22dの力と受圧室22cに導かれる制御圧力の油圧力との差で決まる設定値より低いときは、弁体22eは図示右方向に移動し、傾転アクチュエータ20の大径の受圧室20dを戻り油路13にを介してタンク12に連通し、油圧ポンプ1, 2の傾転を大きくし、油圧ポンプ1, 2の吐出圧力の油圧力の和が同設定値よりも高くなるにしたがって弁体22aを図示左方向に移動し、パイロットポンプ9からのパイロット圧を受圧室20dに伝達し、油圧ポンプ1, 2の傾転を小さくする。また、ソレノイド制御弁32からの制御圧力が低いときは、上記設定値を大きくし、油圧ポンプ1, 2の高めの吐出圧力から油圧ポンプ1, 2の傾転を減少させる。

40

50

## 【0048】

図4に第2サーボ弁22による吸収トルク制御の特性を示す。横軸は油圧ポンプ1, 2の吐出圧力の平均値であり、縦軸は油圧ポンプ1, 2の傾軸（押しのけ容積）である。ソレノイド制御弁32からの制御圧力が高くなる（バネ22dの力と受圧室22cの油圧との差で決まる設定値が小さくなる）に従い第2サーボ弁22の吸収トルク特性はA1, A2, A3と変化し、油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクはT1, T2, T3と減少する。また、ソレノイド制御弁32からの制御圧力が低くなる（バネ22dの力と受圧室22cの油圧との差で決まる設定値が大きくなる）に従い第2サーボ弁22の吸収トルク特性はA1, A4, A5と変化し、油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクはT1, T4, T5と増大する。つまり、制御圧力を高くし設定値を小さくすれば油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクが減少し、制御圧力を低くし設定値を大きくすれば油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクが増大する。  
10

## 【0049】

ソレノイド制御弁30, 31, 32は駆動電流SI1, SI2, SI3により作動する比例減圧弁であり、駆動電流SI1, SI2, SI3が最小のときは、出力する制御圧力を最高にし、駆動電流SI1, SI2, SI3が増大するに従って出力する制御圧力を低くするよう動作する。駆動電流SI1, SI2, SI3は図5に示す車体コントローラ70より出力される。

## 【0050】

原動機10はディーゼルエンジンであり、目標燃料噴射量FN1の信号により作動する電子燃料噴射装置14を備えている。指令信号は図5に示す燃料噴射装置コントローラ80より出力される。電子燃料噴射装置14は原動機（以下、エンジンという）10の回転数と出力とを制御する。  
20

## 【0051】

エンジン10に対する目標回転数NR1をオペレータが手動で入力する目標エンジン回転数入力部71が設けられ、その目標回転数NR1の入力信号は車体コントローラ70及びエンジン燃料噴射装置コントローラ80に取り込まれる。目標エンジン回転数入力部71は例えばボテンショメータのような電気的入力手段であり、オペレータが基準となる目標回転数（目標基準回転数）を指令するものである。

## 【0052】

また、エンジン10の実回転数NE1を検出する回転数センサー72と、油圧ポンプ1, 2の制御パイロット圧PL1, PL2を検出する圧力センサー73, 74（図3参照）が設けられている。  
30

## 【0053】

車体コントローラ70及び燃料噴射装置コントローラ80の全体の信号の入出力関係を図5に示す。

## 【0054】

車体コントローラ70は目標エンジン回転数入力部71の目標回転数NR1の信号、圧力センサー73, 74のポンプ制御パイロット圧PL1, PL2の信号、エンジン燃料噴射装置コントローラ80で演算されたエンジントルク余裕率ENGTRRTの信号を入力し、所定の演算処理を行って駆動電流SI1, SI2, SI3をソレノイド制御弁30～32に出力する。エンジン燃料噴射装置コントローラ80は目標エンジン回転数入力部71の目標回転数NR1の信号、回転数センサー72の実回転数NE1の信号を入力し、所定の演算処理を行って目標燃料噴射量FN1の信号を電子燃料噴射装置14に出力する。また、エンジン燃料噴射装置コントローラ80はエンジントルク余裕率ENGTRRTを演算しその信号を車体コントローラ70に出力する。  
40

## 【0055】

ここで、エンジントルク余裕率ENGTRRTとは、エンジン10の現在の負荷率がどの程度であるかを示すエンジン負荷率の指標値であり、目標燃料噴射量FN1を用いて演算される（後述）。

## 【0056】

車体コントローラ70の油圧ポンプ1, 2の制御に関する処理機能を図6に示す。

【0057】

図6において、車体コントローラ70は、ポンプ目標傾転演算部70a, 70b、ソレノイド出力電流演算部70c, 70d、ペーストルク演算部70e、エンジントルク余裕率設定部70m、エンジントルク余裕率偏差演算部70n、ゲイン演算部70p、ポンプトルク補正值演算積分要素70q, 70r, 70s、ポンプペーストルク補正部70t、ソレノイド出力電流演算部70kの各機能を有している。

【0058】

ポンプ目標傾転演算部70aは、油圧ポンプ1側の制御パイロット圧PL1の信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときの制御パイロット圧PL1に応じた油圧ポンプ1の目標傾転θR1を演算する。この目標傾転θR1はパイロット操作装置38, 40, 41, 42の操作量に対するポジティブ傾転制御の基準流量メータリングであり、メモリのテーブルには制御パイロット圧PL1が高くなるに従って目標傾転θR1も増大するようPL1とθR1の関係が設定されている。

【0059】

ソレノイド出力電流演算部70cは、θR1に対してこのθR1が得られる油圧ポンプ1の傾転制御用の駆動電流S11を求める、これをソレノイド制御弁30に出力する。

ポンプ目標傾転演算部70b、ソレノイド出力電流演算部70dでも、同様にポンプ制御パイロット圧PL2の信号から油圧ポンプ2の傾転制御用の駆動電流S12を算出し、これをソレノイド制御弁31に出力する。

ペーストルク演算部70eは、目標回転数NR1の信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときの目標回転数NR1に応じたポンプペーストルクTR0を算出する。このポンプペーストルクTR0は、燃料噴射装置コントローラ80で演算されたエンジントルク余裕率ENGTRRTが設定値ENG1RPTC（後述）にある時の標準トルクであり、メモリのテーブルには、エンジン10の全負荷領域での最大出力特性の変化に対応した目標回転数NR1とポンプペーストルク（標準トルク）TR0との関係が設定されている。なお、標準トルクとはエンジン10が標準の出力トルク特性を有しかつエンジン10が置かれている環境（燃料の品質も含む）が標準状態にあるときのエンジン出力トルクであり、例えば目標回転数NR1を最大に設定したときのポンプペーストルクTR0は図4に示した油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクT1に対応する。エンジン出力は状況によって変化するが、それに対する補正を行うことが本発明の目的であるため、この場合の標準トルクの精度、正確さは厳密性を必要としない。

【0060】

エンジントルク余裕率設定部70mには上記のエンジントルク余裕率の設定値ENG1RPTCが設定されている。このエンジントルク余裕率の設定値ENG1RPTCはエンジン10にかかる許容ポンプ負荷（エンジン負荷）に対する目標の余裕率である（後述）。エンジン出力を有効に使うためには、設定値ENG1RPTCは100%に近い値とすることが好まく、例えば99%に設定される。

【0061】

エンジントルク余裕率偏差演算部70nは、設定部70mの設定値ENG1RPTCから燃料噴射装置コントローラ80で演算されたエンジントルク余裕率ENGTRRTを減算し、それらの偏差ΔTRY（=ENG1RPTC-ENGTRRT）を演算する。

【0062】

ゲイン演算部70pはエンジントルク余裕率偏差演算部70nで求めた偏差ΔTRYをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、本発明によるポンプペーストルク可変制御の積分ゲインKTRYを演算する。この積分ゲインKTRYは本発明の制御速度を設定するものであり、メモリのテーブルには、エンジントルク余裕率ENGTRRTが設定値ENG1RPTCを超えた場合（偏差ΔTRYがマイナスの場合）に速やかにポンプトルク（エンジン負荷）を下げるため、+側の制御ゲインが-側の制御ゲインより大きくなるようΔTRYとKTRYの関係が設定されている。

10

20

30

40

50

## 【0063】

ポンプトルク補正值演算積分要素 $70q$ ,  $70r$ ,  $70s$ は、積分ゲインKTRYを前回計算したポンプベーストルク補正值TER0に加算して積分し、ポンプベーストルク補正值TER1を演算する。

## 【0064】

ポンプベーストルク補正部 $70t$ は、ベーストルク演算部 $70e$ で演算したポンプベーストルクTR0にポンプベーストルク補正值TER1を加算し、補正したポンプベーストルクTR1( $=TR0+TER1$ )を算出する。この補正したポンプベーストルクが全馬力制御の第2サーボ弁22に設定されるポンプ最大吸収トルクの目標値となる。

## 【0065】

ソレノイド出力電流演算部 $70k$ は、第2サーボ弁22により制御される油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクがTR1となるようソレノイド制御弁32の駆動電流SI3を求め、これをソレノイド制御弁32に出力する。

## 【0066】

このようにして駆動電流SI3を受けたソレノイド制御弁32は駆動電流SI3に応じた制御圧力を出力し、第2サーボ弁22の設定値を制御し、油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクがTR1となるよう制御する。

## 【0067】

燃料噴射装置コントローラ80の処理機能を図7に示す。

## 【0068】

燃料噴射装置コントローラ80は、回転数偏差演算部 $80a$ 、燃料噴射量変換部 $80b$ 、積分演算要素 $80c$ ,  $80d$ ,  $80e$ 、リミッタ演算部 $80f$ 、エンジントルク余裕率演算部 $80g$ の各制御機能を有している。

## 【0069】

回転数偏差演算部 $80a$ は、目標回転数NR1と実回転数NE1とを比較して回転数偏差 $\Delta N$ ( $=NR1-NE1$ )を算出し、燃料噴射量変換部 $80b$ はその回転数偏差 $\Delta N$ にゲインKFを掛けて目標燃料噴射量の増分 $\Delta FN$ を演算し、積分演算要素 $80c$ ,  $80d$ ,  $80e$ は、目標燃料噴射量の増分 $\Delta FN$ を前回計算した目標燃料噴射量FN0に加算して積分し、目標燃料噴射量FN2を求め、リミッタ演算部 $80f$ は目標燃料噴射量FN2に上限・下限リミッタを掛け、目標燃料噴射量FN1とする。この目標燃料噴射量FN1は図示しない出力部に送られ、対応する制御電流が電子燃料噴射装置14に出力され、燃料噴射量を制御する。これにより実回転数NE1が目標回転数NR1より小さいとき(回転数偏差 $\Delta N$ が正のとき)は目標燃料噴射量FN1を増大させ、実回転数NE1が目標回転数NR1より大きくなると(回転数偏差 $\Delta N$ が負になると)目標燃料噴射量FN1を減少させるよう、つまり目標回転数NR1と実回転数NE1との偏差 $\Delta N$ が0になるよう積分演算により目標燃料噴射量FN1を演算し、実回転数NE1が目標回転数NR1に一致するよう燃料噴射量が制御される。その結果、エンジン回転数の制御は負荷が変わっても一定の目標回転数NR1となるようなアイソクロナス制御が行われ、中間負荷では一定回転が静的に維持される。

## 【0070】

エンジントルク余裕率演算部 $80g$ は、目標燃料噴射量FN1をメモリに記憶してあるテーブルに参照させエンジントルク余裕率ENGTRRTを計算する。前述したようにエンジントルク余裕率ENGTRRTとは、エンジン10の現在の出力割合がどの程度であるかを示すエンジン負荷率の指標値である。

## 【0071】

エンジン負荷率の具体的な内容を図8を用いて説明する。図8は、エンジン10が標準の出力トルク特性を有しつつエンジン10が置かれている環境(燃料の品質も含む)が標準状態にあるときの出力トルク特性を示す図である。エンジン10の出力トルク特性は、レギュレーション領域の特性Eと全負荷領域の特性(最大出力特性)Fに分けられる。レギュレーション領域は電子燃料噴射装置14による燃料噴射量が100%以下の部分負荷領域であり、全負荷領域は燃料噴射量が100%(最大)となる最大の出力トルク領域である

10

20

30

40

50

。本実施の形態では、燃料噴射装置コントローラ80はアイソクロナス制御を行うため、レギュレーション領域では負荷が変化しても一定の回転数、例えばN<sub>max</sub>が維持され、特性Eは横軸（エンジン回転数）に対して垂直な直線となる。また、レギュレーション領域の特性Eは、一例として、目標エンジン回転数入力部71により設定される目標回転数NR1が最大のときのものであり、TRONMAXは目標回転数NR1を最大に設定したときのポンプベーストルクTR0であり、前述したようにTRONMAXは油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクT<sub>1</sub>に対応する。TR1はそのときポンプベーストルク補正部70tで演算される補正されたポンプベーストルクである。また、T<sub>max</sub>はレギュレーション領域における最高出力トルクである。エンジン負荷率は下記の式で表される。

## 【0072】

10

$$\text{エンジン負荷率（%）} = (T_1 / T_{\max}) \times 100$$

エンジントルク余裕率演算部80gはそのエンジン負荷率を目標燃料噴射量FN1からエンジントルク余裕率ENGTRRTとして求めるものである。目標燃料噴射量FN1の最大値は予め決められているので、目標燃料噴射量FN1が最大値であればその時点でのエンジントルク余裕率ENGTRRTは100%であり、エンジン負荷率も100%である。また、例えば目標燃料噴射量FN1が50%であれば負荷率としては部分負荷であり、エンジントルク余裕率ENGTRRTは例えば40%ということになる。この目標燃料噴射量FN1とエンジントルク余裕率ENGTRRTの関係は予め実験により定めておき、メモリのテーブルには、その実験データを用い、目標燃料噴射量FN1が増大するに従ってエンジントルク余裕率ENGTRRTも増大するようFN1とENGTRRTの関係が設定されている。本発明は、このエンジントルク余裕率ENGTRRTを用いてポンプベーストルクを補正し、エンジントルク余裕率ENGTRRT（エンジン負荷率）を目標値に保つようポンプ最大吸収トルクを制御するものである。

20

## 【0073】

目標燃料噴射量FN1とエンジントルク余裕率ENGTRRTの関係は例えば次のような方法で定める。あるエンジンを駆動して目標燃料噴射量毎に出力トルクのデータを収集する。その出力トルクを燃料温度、大気圧等の状態量に応じて適宜補正する。そのときの最大目標燃料噴射量に対応する出力トルク（最大出力トルク）をT<sub>max</sub>とし、個々の目標燃料噴射量に対応する出力トルクをT<sub>x</sub>とすると、下記の式でエンジントルク余裕率ENGTRRT（%）を計算する。

$$\text{エンジントルク余裕率ENGTRRT（%）} = T_x / T_{\max} \times 100$$

30

このようにして求めたエンジントルク余裕率ENGTRRTを目標燃料噴射量に対応させ両者の関係を得る。

## 【0074】

次に、以上のように構成した本実施の形態の動作の特徴を図9及び図10を用いて説明する。

## 【0075】

図9は、従来のポンプトルク制御装置によるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルクのマッチング点を示す図であり、図10は本実施の形態のポンプトルク制御装置によるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルクのマッチング点を示す図である。これらのマッチング点は、共に、目標回転数を最大に設定した場合のものである。また、図9では、エンジンの出力トルクが通常時のものから環境の変化或いは粗悪燃料の使用等により低下した場合のマッチング点の変化を1つの図にまとめて示し、図10では、図示左側にエンジン出力トルクが通常時のマッチング点を示し、図示右側に環境の変化或いは粗悪燃料の使用等によりエンジン出力トルクが低下した場合のマッチング点を示すものである。

40

## 【0076】

図8および図9において、全負荷領域の特性（以下適宜エンジン出力特性という）F1, F2, F3は製品によるバラツキであり、特性F4は環境の変化或いは粗悪燃料の使用により大幅に出力が低下した場合のものである。また、特性F1は図8に示したエンジン10が標準の出力トルク特性を有しかつエンジン10が置かれている環境（燃料の品質も含む）が標準状態にあるときの出力トルク特性に対応するものである。

50

## 【0077】

従来のポンプトルク制御装置はスピードセンシング制御を行う。このスピードセンシング制御は、後述する第2の実施の形態に係わる図11において、エンジントルク余裕率設定部70m、エンジントルク余裕率偏差演算部70n、ゲイン演算部70p、ポンプトルク補正值演算積分要素70q, 70r, 70s、ポンプベーストルク補正部70tがなく、ベーストルク補正部70jでポンプベーストルクTR0に、回転数偏差演算部70f、トルク変換部70g、リミッタ演算部70hで得たスピードセンシング制御のトルク補正值 $\Delta TNL$ を加算し、吸収トルクTR1を求めるものである。

## 【0078】

従来のスピードセンシング制御では、ベーストルク演算部70eにおけるポンプベーストルクTRONMAXは、エンジン出力のバラツキを考慮し、例えば標準時の出力トルク特性F1のレギュレーション領域における最高出力トルク付近に設定する。この場合、特性がF1のエンジンでは、油圧ポンプ1, 2の吸収トルク（エンジン負荷）が増加してポンプベーストルクTRONMAXに達すると、それ以上のポンプ吸収トルクの増加に対してはスピードセンシング制御により油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクがポンプベーストルクTRONMAXに維持されるよう制御される。つまり、油圧ポンプ1, 2の吸収トルク（エンジン負荷）がポンプベーストルクTRONMAXより増大しようとすると、エンジン回転数がN<sub>max</sub>以下に低下し、スピードセンシング制御の回転数偏差 $\Delta NS$ が負の値となって油圧ポンプの最大吸収トルクを低下させ、エンジン出力トルクとスピードセンシング制御によるポンプ吸収トルク（エンジン負荷）とがレギュレーション領域上のM1点でマッチングする。このためエンジン回転数の低下を生じることなく、油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させエンジン停止を防止することができる。

## 【0079】

環境の変化、粗悪燃料の使用等によりエンジン出力が低下し、全負荷領域の特性がF1からF4と低下した場合は、スピードセンシング制御による最大トルクのマッチング点もM1からM4に移動する。つまり、エンジン出力特性のレギュレーション領域における最高出力トルクがスピードセンシング制御のポンプベーストルクより小さくなると、スピードセンシング制御によりエンジン回転数の低下（回転数偏差 $\Delta NS$ （負の値）の絶対値の増大）により油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクを低下させる。このとき、エンジン回転数の低下（回転数偏差 $\Delta N$ の増大）に対するポンプ最大吸収トルクの低下の割合は図11に示すトルク変換部70gのゲインK<sub>N</sub>で定まる。これをポンプ最大吸収トルクのスピードセンシングゲインと呼ぶとき、図8の「C」がこれに相当する。このため、エンジン回転数の低下に応じてスピードセンシングゲインCの特性に沿って油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクを低下させ、マッチング点はM1からM4に移動する。これにより環境の変化、粗悪燃料の使用等によるエンジン出力低下時もエンジンの停止を防止することができる。また、このとき、エンジン出力トルクとポンプトルクのマッチング点M4はレギュレーション領域から全負荷領域に移動するため、エンジン回転数は目標回転数から低下する。これによって土砂の掘削作業等、高負荷状態へと負荷状態が変化する作業を行う場合は、その都度エンジン回転数の低下が生じ、これが騒音となり、作業者に不快感や疲労感を与える。

## 【0080】

製品のバラツキにより出力特性がF2, F3とばらつくエンジンの場合も、同様にマッチング点は全負荷領域のM2, M3点に移動し、エンジン回転数の低下が生じる。

## 【0081】

また、一般に、エンジンの特性上、エンジンの最大出力馬力は最高回転数で得られるため、レギュレーション領域の特性Eと全負荷領域の特性F1～F4との交点付近がその箇所となる。このためマッチング点がM2, M3, M4に移動するとエンジン出力馬力を最大に使えなくなる。

## 【0082】

本実施の形態では、前述したように、エンジントルク余裕率ENGTRRT（エンジン負荷率）

10

20

30

40

40

50

を目標値に保つようポンプ最大吸収トルクを制御する。この場合、図10に示すように特性がF1のエンジンでは、油圧ポンプ1, 2の吸収トルク（エンジン負荷）が増加してポンプベーストルクTRONMAXに達すると、エンジントルク余裕率もエンジントルク余裕率設定部70mの設定値（99%）に達するが、ポンプ吸収トルク（エンジン負荷）が更に増加し、エンジントルク余裕率が設定値（99%）を超えると、エンジントルク余裕率偏差演算部70nでは、偏差 $\Delta TRY$ がマイナスの値として演算され、ポンプベーストルク補正值TER1はマイナスの値となり、ポンプベーストルク補正部70tではポンプベーストルクTR0（=TRONMAX）をポンプベーストルク補正值TER1の絶対値分だけ減じた値をポンプベーストルクTR1として演算される。つまり、 $TR1 < TRONMAX$ となる。このポンプベーストルクTR1はポンプ最大吸収トルクの目標値であり、油圧ポンプ1, 2の吸収トルク（エンジン負荷）はポンプベーストルクTRONMAXからTR1へと減少する。その結果、エンジントルク余裕率は設定値（99%）に戻り、偏差 $\Delta TRY$ が0となるため、ポンプベーストルク補正值TER1も0となり、ポンプベーストルクTR1がTRONMAXに維持される。つまり、エンジン出力トルクとポンプ吸収トルクはレギュレーション領域上のM5点でマッチングする。これによりエンジン回転数の低下を生じることなく、油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させエンジン停止を防止することができる。

## 【0083】

環境の変化、粗悪燃料の使用等によりエンジン出力が低下し、全負荷領域の特性がF1からF4と低下したエンジンでは、油圧ポンプ1, 2の吸収トルク（エンジン負荷）が増加するとき、そのポンプ吸収トルクがポンプベーストルクTRONMAXに達する前にエンジントルク余裕率はエンジントルク余裕率設定部70mの設定値（99%）に達し、エンジントルク余裕率が設定値（99%）を超えると、エンジントルク余裕率偏差演算部70nでは、偏差 $\Delta TRY$ がマイナスの値として演算され、ポンプベーストルク補正值TER1はマイナスの値となり、ポンプベーストルク補正部70tではポンプベーストルクTR0（=TRONMAX）をポンプベーストルク補正值TER1の絶対値分だけ減じた値がポンプベーストルクTR1として演算され、油圧ポンプ1, 2の吸収トルク（エンジン負荷）はポンプベーストルクTRONMAXからTR1へと減少する。この場合は、エンジン出力が低下しているため、ポンプ吸収トルクが少し下がってもエンジントルク余裕率は依然として設定値（99%）を超えたままであり、偏差 $\Delta TRY$ はマイナスの値として演算され続けるため、ポンプベーストルクTR1は下がり続ける。つまり、ポンプベーストルクTR1の減少はエンジントルク余裕率は設定値（99%）に戻るまで続けられる。ポンプベーストルクTR1が下がり続けてポンプ吸収トルク（エンジン負荷）が更に減り、エンジントルク余裕率が設定値（99%）に戻ると、偏差 $\Delta TRY$ が0となるため、ポンプベーストルク補正值TER1も0となり、ポンプベーストルクTR1はTRONMAXから下がった値に維持される。図10中、T6はそのポンプベーストルクTR1に対応する油圧ポンプ1, 2の最大吸収トルクである。つまり、エンジンの最高出力トルクT<sub>max</sub>とポンプベーストルクTR1（=T5）の比率がエンジントルク余裕率の設定値に保たれるよう制御され、エンジン出力トルクとポンプ吸収トルクはポンプベーストルクTRONMAXより低いレギュレーション領域上のM6点でマッチングするよう制御される。これにより、環境の変化、粗悪燃料の使用等によりエンジン出力が低下し、全負荷領域の特性がF1からF4と低下した場合も、エンジン回転数の低下を生じることなく、油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させエンジン停止を防止することができる。

## 【0084】

製品のバラツキにより出力特性が図9のF2, F3とばらつくエンジンの場合も、同様にエンジンの最高出力トルクT<sub>max</sub>とポンプベーストルクTR1の比率がエンジントルク余裕率の設定値に保たれるよう制御されるため、マッチング点はポンプベーストルクTRONMAXより低いレギュレーション領域上の点にあり、エンジン回転数の低下を生じることなく、油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させエンジン停止を防止することができる。

## 【0085】

更に、マッチング点はポンプベーストルクTRONMAXより低いレギュレーション領域上の点にあるため、エンジントルク余裕率の設定値を100%に近い値に設定することにより、

10

20

30

40

50

マッチング点はレギュレーション領域の特性Eと全負荷領域の特性F1～F4との交点付近となる。このためエンジンの最大出力馬力を有効に使うことができる。

【0086】

以上のように本実施の形態によれば、高負荷時に油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させてエンジン停止を防止することができるとともに、環境の変化や粗悪燃料の使用などによりエンジン出力が低下したときにはエンジン回転数の低下を生じることなく油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させることができる。

【0087】

また、エンジンの負荷率を目標値に保つ制御であるため、レギュレーション領域における最高出力トルクが低下すれば自動的に負荷である油圧ポンプの最大吸収トルクも低下するよう制御され、エンジン出力低下の要因は問わないので、事前に予想ができないファクターやセンサによる検出が難しいファクターによるエンジン出力の低下に対しても対応することができ、しかも、環境センサ等のセンサは不要であり安価に製作することができる。

10

【0088】

更に、エンジンの最大出力馬力を有効に使うことができる。

【0089】

本発明の第2の実施の形態を図11および図12を用いて説明する。図中、図5及び図6に示した部分と同様の部分には同じ符号を付している。本実施の形態は、本発明のポンプトルク制御にスピードセンシング制御を組み合わせたものである。

20

【0090】

図11は、車体コントローラ70A及び燃料噴射装置コントローラ80の全体の信号の入出力関係を示す図である。

【0091】

車体コントローラ70Aは目標回転数NR1の信号、ポンプ制御バイロット圧PL1, PL2の信号、エンジントルク余裕率ENGTRRTの信号加え、回転数センサー72の実回転数NE1の信号を入力し、所定の演算処理を行って駆動電流SI1, SI2, SI3をソレノイド制御弁30～32に输出する。燃料噴射装置コントローラ80の入出力信号は図5に示した第1の実施の形態のものと同じである。

【0092】

図12は、車体コントローラ70Aの油圧ポンプ1, 2の制御に関する処理機能を示す図である。

30

【0093】

図12において、車体コントローラ70Aは、ポンプ目標傾転演算部70a, 70b、ソレノイド出力電流演算部70c, 70d、ベーストルク演算部70e、エンジントルク余裕率設定部70m、エンジントルク余裕率偏差演算部70n、ゲイン演算部70p、ポンプトルク補正值演算積分要素70q, 70r, 70s、ポンプベーストルク補正部70t、ソレノイド出力電流演算部70kに加え、回転数偏差演算部70f、トルク変換部70g、リミッタ演算部70h、第2ポンプベーストルク補正部70jの各機能を有している。

40

【0094】

回転数偏差演算部70fは、目標回転数NR1と実回転数NE1の差である回転数偏差 $\Delta NS$  ( $= NE1 - NR1$ ) を算出する。

【0095】

トルク変換部70gは、回転数偏差 $\Delta NS$ にスピードセンシングのゲイン $K_N$ を掛け、スピードセンシングトルク偏差 $\Delta T0$ を算出する。

【0096】

リミッタ演算部70hは、スピードセンシングトルク偏差 $\Delta T0$ に上限・下限リミッタを掛け、スピードセンシング制御のトルク補正值 $\Delta TNL$ とする。

【0097】

第2ポンプベーストルク補正部70jは、ポンプベーストルク補正部70tで補正して求

50

めたポンプベーストルクTR01にスピードセンシング制御のトルク補正値 $\Delta TNL$ を加算し、補正したポンプベーストルクTR1(=TR01+ $\Delta TNL$ )を算出する。この補正したポンプベーストルクがポンプ最大吸収トルクの目標値となる。

【0098】

以上のように構成した本実施の形態では、第1の実施の形態と同様の効果が得られると共に、常に回転数偏差によるポンプ最大吸収トルクを制御するスピードセンシングを合わせて行っているため、急負荷がかかったときや予期せぬことによるエンジンの出力低下に対しても応答性良くエンジン停止を防止することができる。

【0099】

なお、以上の実施の形態では、電子燃料噴射装置14によるレギュレーション領域の制御として、負荷が変わってもエンジン回転数を一定に維持するアイソクロナス制御を行うものとしたが、エンジン出力が増加するに従ってエンジン回転数が減少するいわゆるドリップ特性となる制御を行うものに本発明を適用しても良く、この場合も、アイソクロナス制御を行う上記実施の形態と同様の効果が得られる。

【0100】

【発明の効果】

本発明によれば、高負荷時に油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させてエンジン停止を防ぐことができるとともに、環境の変化や粗悪燃料の使用などによりエンジン出力が低下したときにはエンジン回転数の低下を生じることなく油圧ポンプの最大吸収トルクを減少させることができ、しかも事前に予想ができないファクターやセンサによる検出が難しいファクターなどエンジン出力低下のあらゆる要因に対応することができ、かつ環境センサ等のセンサは不要であり安価に製作することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係わる油圧建設機械のポンプトルク制御装置を備えたエンジン・ポンプ制御装置を示す図である。

【図2】弁装置及びアクチュエータの油圧回路図である。

【図3】流量制御弁の操作パイロット系を示す図である。

【図4】ポンプレギュレータの第2サーボ弁によるポンプ吸収トルクの制御特性を示す図である。

【図5】エンジン・ポンプ制御装置の演算制御部を構成するコントローラ(車体コントローラ及びエンジン燃料噴射装置コントローラ)とその入出力関係を示す図である。

【図6】車体コントローラの処理機能を示す機能ブロック図である。

【図7】燃料噴射装置コントローラの処理機能を示す機能ブロック図である。

【図8】エンジンが標準の出力トルク特性を有しあつエンジンが置かれている環境(燃料の品質も含む)が標準状態にあるときの出力トルク特性を示す図である。

【図9】従来のスピードセンシング制御によるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルクのマッチング点を示す図である。

【図10】本発明の第1の実施の形態によるポンプトルク制御のエンジン出力トルクとポンプ吸収トルクのマッチング点を示す図である。

【図11】本発明の第2の実施の形態に係わるエンジン・ポンプ制御装置の演算制御部を構成するコントローラ(車体コントローラ及びエンジン燃料噴射装置コントローラ)とその入出力関係を示す図である。

【図12】車体コントローラの処理機能を示す機能ブロック図である。

【符号の説明】

1, 2 油圧ポンプ

1 a, 2 a 斜板

5 弁装置

7, 8 レギュレータ

10 原動機

14 電子燃料噴射装置

10

20

30

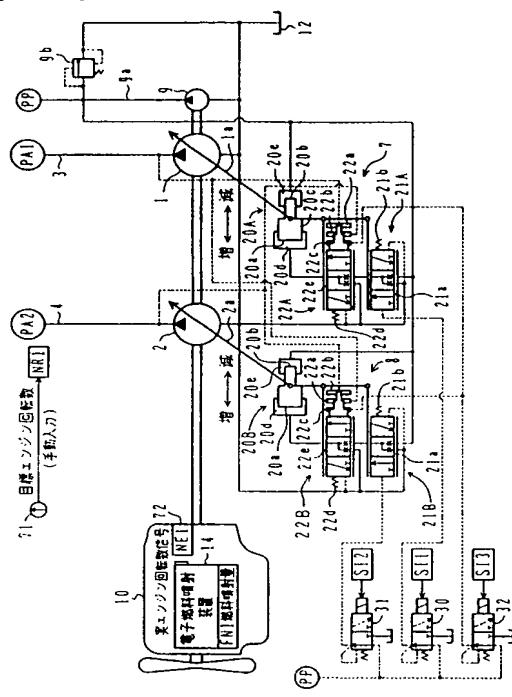
40

50

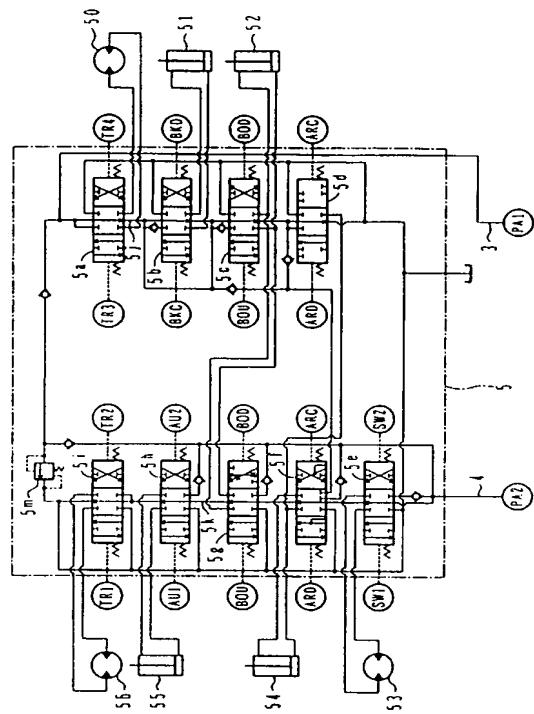
20 A, 20 B 傾転アクチュエータ  
21 A, 21 B 第1サーボ弁  
22 A, 22 B 第2サーボ弁  
30 ~ 32 ソレノイド制御弁  
38 ~ 44 操作パイロット装置  
50 ~ 56 アクチュエータ  
70 車体コントローラ  
70 a, 70 b ポンプ目標傾転演算部  
70 c, 70 d ソレノイド出力電流演算部  
70 e ポンプベーストルク演算部  
70 m エンジントルク余裕率設定部  
70 n エンジントルク余裕率偏差演算部  
70 p ゲイン演算部  
70 q, 70 r, 70 s ポンプトルク補正值演算積分要素  
70 t ポンプベーストルク補正部  
70 k ソレノイド出力電流演算部  
70 A 車体コントローラ  
70 f 回転数偏差演算部  
70 g トルク変換部  
70 h リミッタ演算部  
70 j 第2ポンプベーストルク補正部  
71 目標エンジン回転数入力部  
72 回転数センサー  
80 燃料噴射装置コントローラ  
80 a 回転数偏差演算部  
80 b 燃料噴射量変換部  
80 c, 80 d, 80 e 積分演算要素  
80 f リミッタ演算部  
80 g エンジントルク余裕率演算部

10  
20

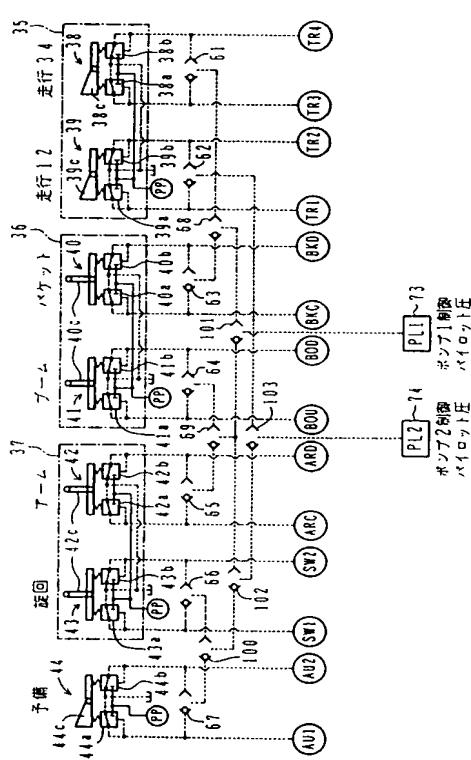
[ 図 1 ]



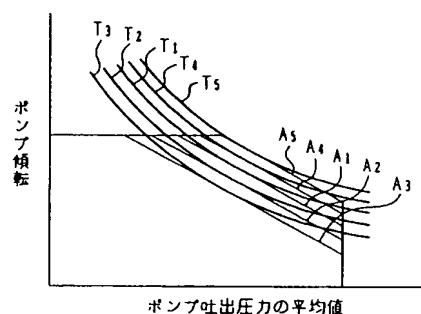
[ 図 2 ]



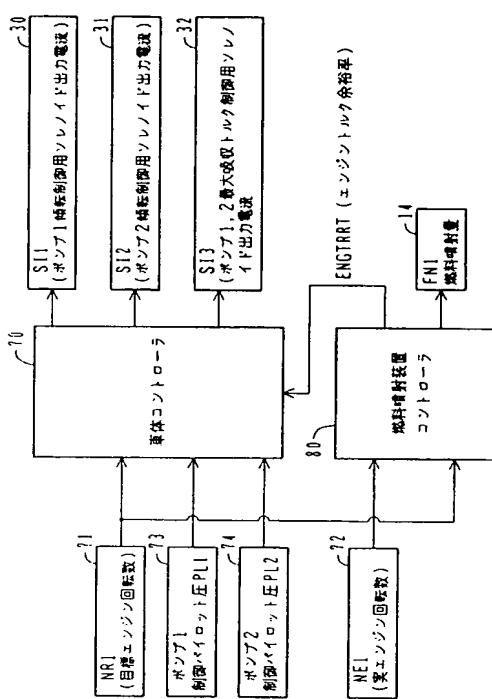
[ 図 3 ]



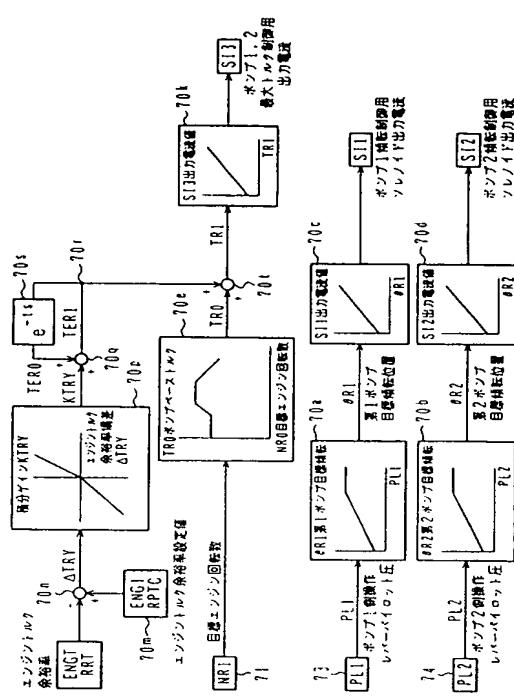
〔 四 4 〕



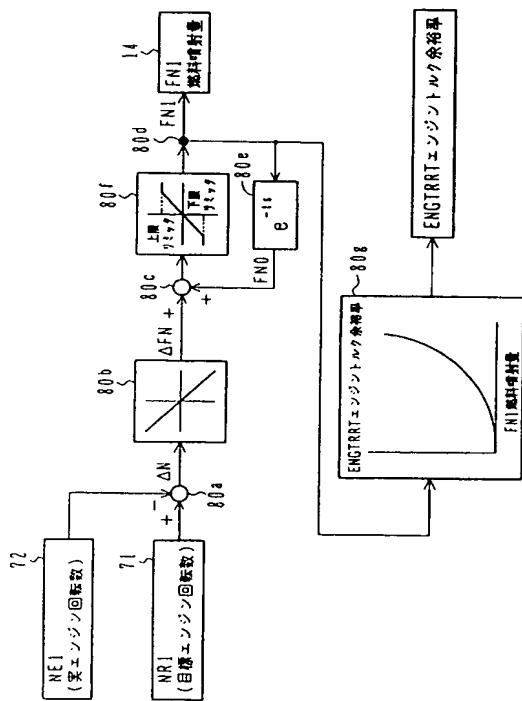
【図 5】



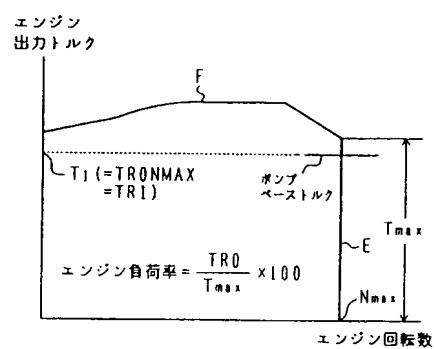
【図 6】



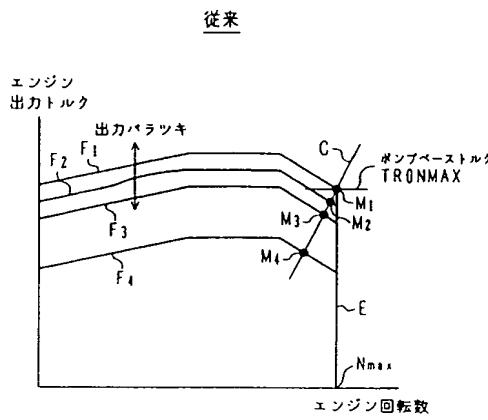
【図 7】



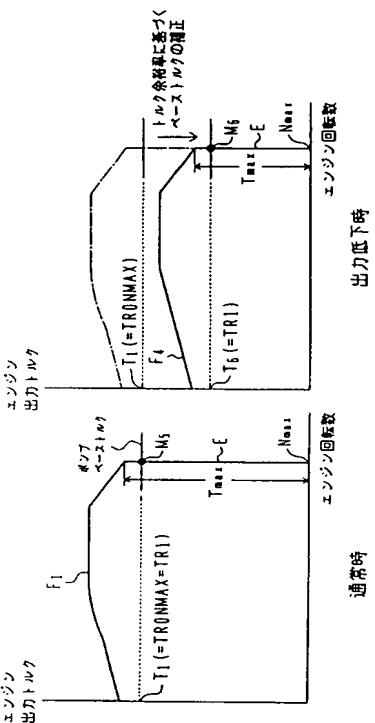
【図 8】



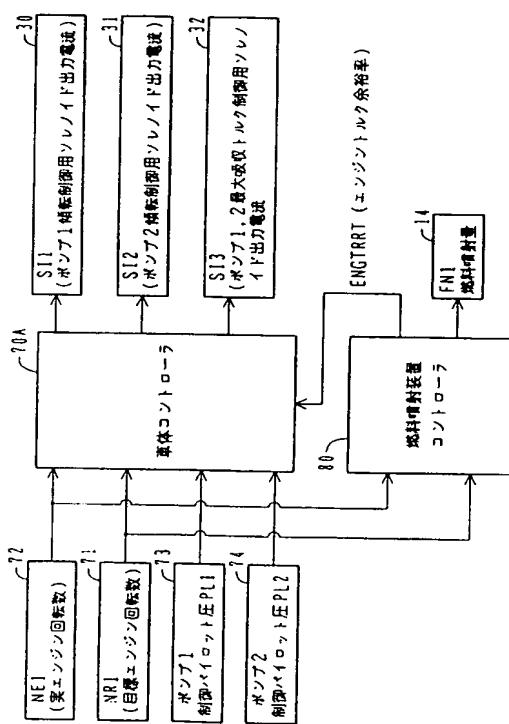
[ 図 9 ]



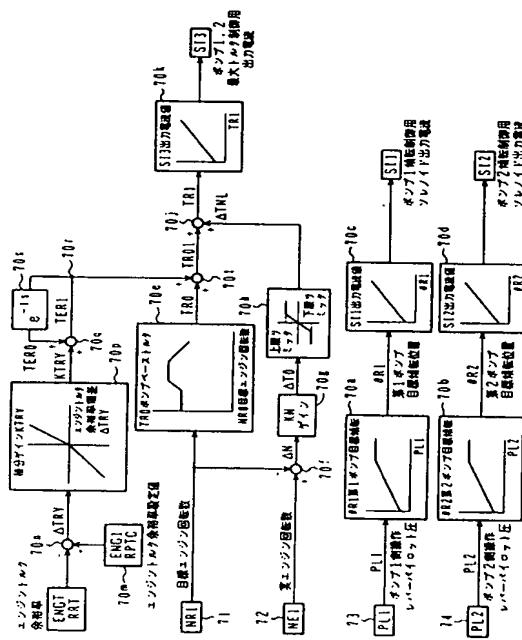
( 10 )



〔 図 1 1 〕



【図 1-2】



---

フロントページの続き

(72) 発明者 荒井 康

茨城県土浦市神立町650番地

日立建機株式会社土浦工場内

F ターム(参考) 2D003 AA01 AB05 BA02 CA02 DA04 DB01 DB02 DB03 DB08

3G060 AA08 AC08 CA01 CB06 CB07 DA02 FA06 GA02 GA03 GA18

3G093 AA10 AB01 BA05 CA06 CA07 DA01 DB01 DB07 DB27 EA02

EA03 EB05

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載  
【部門区分】第5部門第1区分  
【発行日】平成17年9月15日(2005.9.15)

【公開番号】特開2004-190582(P2004-190582A)  
【公開日】平成16年7月8日(2004.7.8)  
【年通号数】公開・登録公報2004-026  
【出願番号】特願2002-359822(P2002-359822)

【国際特許分類第7版】

F 02 D 29/04  
E 02 F 9/22  
F 02 D 1/08  
F 02 D 29/00

【F 1】

F 02 D 29/04 H  
E 02 F 9/22 R  
F 02 D 1/08 E  
F 02 D 29/00 B

【手続補正書】

【提出日】平成17年3月29日(2005.3.29)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書  
【補正対象項目名】特許請求の範囲  
【補正方法】変更  
【補正の内容】  
【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンと、  
このエンジンの回転数と出力を制御する燃料噴射装置と、  
この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、  
前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、  
前記エンジンの現在の負荷率を演算し、前記負荷率が予め定められた目標値を超えるときは、前記負荷率が前記目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

【請求項2】

請求項1記載の油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、  
前記負荷率の演算は、前記燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量とエンジントルク余裕率との関係を予め設定しておき、前記負荷率をそのときの目標燃料噴射量に対応するエンジントルク余裕率として求めることにより行うことを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

【請求項3】

請求項1記載の油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、  
前記最大吸収トルクの制御は、前記負荷率と目標値の偏差を演算し、この偏差を用いてポンプベーストルクを補正し、この補正したポンプベーストルクに一致するよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することにより行うことを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

【請求項4】

請求項1～3のいずれか1項記載の油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、

前記負荷率が目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御するのと同時に、前記エンジンの目標回転数と実回転数との偏差を演算し、この偏差が小さくなるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御方法。

【請求項 5】

エンジンと、

このエンジンの回転数と出力とを制御する燃料噴射装置と、

この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、

前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記エンジンの現在の負荷率を演算する第1手段と、

前記負荷率が予め定められた目標値を超えるとするときは、前記負荷率が前記目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第2手段とを有することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

【請求項 6】

請求項5記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記第1手段は、前記燃料噴射装置コントローラで演算される目標燃料噴射量とエンジントルク余裕率との関係を予め設定しておき、前記負荷率をそのときの目標燃料噴射量に対応するエンジントルク余裕率として求めることを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

【請求項 7】

請求項5記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記第2手段は、前記負荷率と目標値の偏差を演算し、この偏差を用いてポンプベーストルクを補正し、この補正したポンプベーストルクに一致するよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

【請求項 8】

請求項7記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記第2手段は、前記偏差を積分してポンプベーストルク補正值を求め、前記ポンプベーストルクに前記ポンプベーストルクを加算することで前記ポンプベーストルクを補正することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

【請求項 9】

請求項5～8のいずれか1項記載の油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、

前記エンジンの目標回転数と実回転数との偏差を演算し、この偏差が小さくなるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第3手段を更に有することを特徴とする油圧建設機械のポンプトルク制御装置。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0012

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0012】

【課題を解決するための手段】

(1) 上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンの回転数と出力とを制御する燃料噴射装置と、この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御方法において、前記エンジンの現在の負荷率を演算し、前記負荷率が予め定められた目標値を超えるとするときは、前記負荷率が前記目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御するものとする。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0022

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0022】

(5) また、上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンの回転数と出力とを制御する燃料噴射装置と、この燃料噴射装置を制御する燃料噴射装置コントローラと、前記エンジンによって駆動されアクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプとを備えた油圧建設機械のポンプトルク制御装置において、前記エンジンの現在の負荷率を演算する第1手段と、前記負荷率が予め定められた目標値を超えようとするときは、前記負荷率が前記目標値に保たれるよう前記油圧ポンプの最大吸収トルクを制御する第2手段とを有するものとする。